



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Patentschrift
⑩ DE 43 26 868 C 1

⑤① Int. Cl.⁶:
F 16 D 1/08

②① Aktenzeichen: P 43 26 868.4-12
②② Anmeldetag: 11. 8. 93
④③ Offenlegungstag: —
④⑤ Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 6. 4. 95

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

⑦③ Patentinhaber:
J.M. Voith GmbH, 89522 Heidenheim, DE

⑦④ Vertreter:
Weitzel, W., Dipl.-Ing. Dr.-Ing., Pat.-Anw., 89522
Heidenheim

⑦② Erfinder:
Lindenthal, Hans, 89522 Heidenheim, DE; Elsner,
Ernst, 89542 Herbrechtingen, DE

⑤⑥ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
in Betracht gezogene Druckschriften:

DE 29 34 346 A1
DE 29 23 902 A1

⑤④ Schnell lösbare Sicherheitskupplung zur Übertragung von Drehmomenten zwischen zwei gleichachsigen Maschinenteilen

⑤⑦ Die Erfindung betrifft eine schnell lösbare Sicherheitskupplung zum Einsatz in einem Antriebsstrang zur Übertragung von Drehmomenten zwischen zwei gleichachsigen Maschinenteilen - einem ersten Maschinenteil und einem zweiten Maschinenteil - mit folgenden Merkmalen:

- mit mindestens einer dünnwandigen Hülse, die eine sich axial erstreckende Wand einer im wesentlichen ringförmigen Kammer bildet;
- die ringförmige Kammer ist mit einem Druckmittel beaufschlagbar, um die Hülse in radialer Richtung zu deformieren und mit einer Fläche eines Elementes des ersten oder zweiten Maschinenteiles zu verklemmen;
- mit einem Entlastungsmechanismus, der der ringförmigen Kammer zugeordnet ist.

Die Erfindung ist gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:

- der Antriebsstrang ist in wenigstens zwei axiale Abschnitte unterteilt;
- die beiden Abschnitte sind relativ zueinander axial verschiebbar, aber drehfest miteinander verbunden;
- zwischen den beiden Abschnitten ist ein Kraftorgan vorgesehen, das eine Verschiebung erst bei Überschreiten eines bestimmten Wertes einer auftretenden Axialkraft zuläßt;
- einer der beiden Abschnitte ist derart gestaltet und angeordnet, daß er bei Axialverschiebung den Entlastungsmechanismus zur Entlastung der ringförmigen Kammer betätigt.

DE 43 26 868 C 1

DE 43 26 868 C 1

BEST AVAILABLE COPY

Die Erfindung betrifft eine schnell lösbare Sicherheitskupplung zur Übertragung von Drehmomenten zwischen zwei gleichachsigen Maschinenteilen, im einzelnen mit den Merkmalen des Oberbegriffes aus Anspruch 1.

Eine derartige Kupplung mit Überlastsicherungseinrichtung gegen Drehmomentüberlastung ist beispielsweise bekannt aus der DE-OS 29 23 902. Diese weist mindestens eine dünnwandige Hülse auf, die eine sich axial erstreckende Wand einer im wesentlichen ringförmigen Kammer bildet, die mit Druckmittel beaufschlagbar ist, um diese Hülse im wesentlichen elastisch in radialer Richtung zu deformieren und mit einer Fläche eines Elementes an dem die Kupplung befestigt werden soll zu verkleben. An die ringförmige Kammer schließt sich eine Kanalanordnung an, der eine Sicherheits- bzw. Kupplungsentlastungsanordnung zugeordnet ist, die durch Relativbewegung zwischen diesen beiden Flächen oder eine bestimmte Torsionsdeformation derselben in einen Zustand gebracht werden kann, bei dem das in der ringförmigen Kammer befindliche Druckmittel zur Entlastung der ringförmigen Kammer aus dieser durch die Kanalanordnung ausströmen kann.

Zum Übertragen eines bestimmten Drehmomentes ist eine bestimmte Flächenpressung erforderlich. Dazu wird Öl in die ringförmige Kammer gepumpt, bis der notwendige Druck erreicht ist, der zum Verspannen von Welle und Nabe gegeneinander erforderlich ist.

Die Kupplung wird somit auf das gewünschte Auslösedrehmoment eingestellt. Bei Überschreiten dieses Drehmomentes im Falle einer Überlastung rutscht die Kupplung durch. Das übertragbare Drehmoment fällt ab, denn der wirksame Haftreibungskoeffizient geht in den Gleitreibungskoeffizienten über. Es findet in Umfangsrichtung eine Relativbewegung zwischen Welle und Nabe statt. Ein beispielsweise auf der Welle befestigter Abscherring schert ein mit der Kanalanordnung bzw. der ringförmigen Kammer der Kupplung in Verbindung stehendes Abscherventil ab.

Nach dem Abscheren des Abscherventiles bzw. der Abscherventile kann das unter hohem Druck stehende Öl frei expandieren und das übertragbare Drehmoment fällt innerhalb weniger Millisekunden auf Null ab.

Diese Überlastsicherungseinrichtung wird jedoch nur bei auftretenden Drehmomentenspitzen und entsprechenden, eine Relativbewegung bedingenden Torsionsdeformationen wirksam. In Antriebssträngen, beispielsweise für den Einsatz in Walzwerken, bei denen das vom Motor erzeugte Drehmoment über Wellenstränge übertragen wird — beispielsweise wird im Walzwerk die Arbeitswalze über eine Gelenkwelle angetrieben —, kann infolge von Störungen auf der anzutreibenden Maschinenseite, bei denen eine Drehmomentübertragung vom An- zum Abtrieb nicht mehr gegeben ist, bei weiterem Betrieb der Antriebsquelle eine Verformung im Antriebsstrang infolge Torsion auftreten und bis zum Torsionsbruch führen. Der Torsionsbruch weist im Extremfall einen Bruchverlauf von 45° zur Torsionsachse auf, während der Verdrehung auftretenden Zugspannungen auf. Am Beispiel des Walzwerkes ist eine Drehmomentübertragung zwischen Antriebsquelle und Arbeitswalze beim Festfahren der Arbeitswalze nicht mehr gegeben. Nach dem Bruch, d. h. in diesem Beispiel nach der Trennung der Arbeitswalze von der Antriebsquelle und bei gleichzeitigem weiteren Betrieb der Antriebsquelle, wird die Bruchfläche auf der mit der An-

triebsquelle noch verbundenen Seite des Antriebsstranges gegen die jetzt feststehende, auf der Seite der Arbeitswalze liegende Bruchfläche verdreht. Infolge der Überlagerung der Bruchflächen und aufgrund der Trägheits- und Drehzahlunterschiede zwischen den durch Bruch entstandenen Teilen des Antriebsstranges — dem mit der Antriebsquelle verbundenen und dem mit der Arbeitswalze verbundenen — erfährt der mit der Antriebsquelle verbundene Teil eine axiale Verschiebung in seine Richtung. Im allgemeinen führen die fortlaufende Antriebsbewegung durch den Motor und der schräg ausgebildete Bruch zum Auftreten hoher Axialkräfte, die eine Lageverschiebung der einzelnen Elemente des Antriebsstranges, im Extremfall ein Ausheben der Bauteile aus ihrer Lagerverankerung bedingen.

Bisher bekannte Sicherungseinrichtungen gegen Axialkraft in Kombination mit der Drehmomentüberlastsicherung sind sehr montage- und bauteilintensiv. Bei Lösungen, bei denen das Abscherventil der Überlastsicherungseinrichtung gegen Drehmomentüberlastung in die Sicherung gegenüber Axialkraftüberlastung mit einbezogen wird, gestaltet sich der meß- und steuerungstechnische Aufwand sehr hoch, da hier eine Meßung der Größen der Axialkräfte erforderlich ist, um bei Überschreiten eines bestimmten Kraftwertes eine Einrichtung anzusteuern, die ein Abscheren des Abscherventiles bewirkt.

Eine weitere bekannte Möglichkeit der Axialkraftbegrenzung besteht darin, daß die Kupplung auf eine entsprechende zulässige zu übertragende Axialkraft eingestellt wird, d. h. daß der Innendruck der ringförmigen Kammer dementsprechend festgelegt wird. Bei Überschreiten der zulässigen Axialkraft, beispielsweise infolge eines Bruches, wird der Reibschluß aufgehoben und es kommt zur Relativbewegung in axialer Richtung zwischen Kupplung und den damit verbundenen Elementen. Der Nachteil dieser Ausführungsform besteht darin, daß die Kupplung auf eine bestimmte Axialkraft eingestellt und dementsprechend auszuliegen ist. Eine gleichzeitige Drehmomentbegrenzung mit der gleichen Kupplung ist nur in den seltensten Fällen realisierbar, denn die zur Übertragung des gewünschten Drehmomentes und der noch zulässigen Axialkraft erforderlichen Flächenpressungen zwischen Kupplung, Welle und Nabe können entsprechend den Einsatzbedingungen voneinander abweichen. Aufgrund der Gleichheit der Kräfte, die zur Aufhebung des Reibschlusses in Umfangsrichtung und in axialer Richtung erforderlich sind, und dem Wunsch bereits bei im Verhältnis zur Umfangskraft relativ geringen Axialkräften den Entlastungsmechanismus der Kupplung zu betätigen, können mit derartig ausgelegten Kupplungen nur geringe Drehmomente übertragen werden.

Die Aufgabe der Erfindung besteht deshalb darin, eine Kupplung der eingangs genannten Art zur Realisierung einer Absicherung gegen Axialkraftüberlastung derart weiterzuentwickeln, daß die genannten Nachteile beseitigt werden. Die Kupplung soll zur Übertragung hoher Drehmomente geeignet sein und der Entlastungsmechanismus bereits auf geringe Axialkräfte reagieren. **Weitere Ziele sind eine wirksame Absicherung gegenüber Axialkraftüberlastung mit konstruktiv einfachen Mitteln und wenig Bauteilen, sowie eine platzsparende und kostengünstige Ausführung. Die Absicherung soll mit einfachen mechanischen Mitteln realisiert werden, um meßtechnischen Aufwand zu vermeiden bzw. drastisch zu verringern.**

Die Absicherung gegen Axialkraftüberlastung ist so

auszuführen, daß diese ohne weiteres mit Sicherungsmechanismen gegen Drehmomentüberlastung mit geringem konstruktiven und fertigungstechnischen Aufwand derart kombinierbar ist, daß eine Absicherung gegen Drehmoment- und Axialkraftüberlastung unabhängig voneinander erfolgen kann. Die konstruktive Umsetzung soll sich dabei durch eine hohe Verfügbarkeit bzw. eine lange Lebensdauer der einzelnen Elemente auszeichnen.

Die Aufgabe wird durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruchs 1 gelöst. Durch die axiale Unterteilung des Antriebsstranges in zwei Abschnitte, die drehfest miteinander verbunden, aber axial gegeneinander verschiebbar sind, ist ein Kupplungsentlastungsmechanismus, der als Axialkraftbegrenzung wirksam wird, realisierbar.

Vorzugsweise wird ein Abschnitt, und zwar der mit der Antriebsquelle in unmittelbarer Verbindung stehende, so angeordnet und ausgeführt, daß er keine axiale Verschiebung erfährt. Der andere Abschnitt ist relativ zum ersten verschiebbar, vorzugsweise jedoch nur in eine Richtung, möglich aber auch in beide Richtungen (bei evtl. Zugbeanspruchungen). Die Variante, daß beide Abschnitte gegeneinander verschiebbar sind, kann unter einem anderen Aspekt von Bedeutung sein.

Zur Realisierung einer drehfesten Verbindung, die auch eine axiale Verschiebung zuläßt, stehen mehrere Möglichkeiten zur Verfügung. Die vorteilhaftesten sind in den Unteransprüchen wiedergegeben. Zu ihnen gehören u. a.: die wälzgelagerten Kurvenrollen — insbesondere die Tripodeverbindung -, Linearführungen unterschiedlicher Ausführungen, Stahlkugelführungen und Profilverbindungen mit Gleitsitz, wobei die Verbindungsarten, bei denen als Reibungsart bei der axialen Verschiebung Rollreibung vorliegt, bevorzugt werden. Vorzugsweise sind bei den genannten Verbindungsarten die Drehmomentübertragungselemente bzw. Mitnehmerorgane auf einen relativ großen Außendurchmesser, bezogen auf die gesamte Baueinheit, angeordnet. Dies hat den Vorteil, daß die zur Übertragung des Drehmomentes an den Mitnehmerorganen angreifenden Umfangskräfte und damit auch der Verschleiß gering gehalten werden können, was sich in einer höheren Verfügbarkeit widerspiegelt.

Desweiteren ist eine drehfeste Verbindung mit axialem Ausgleich auch durch den Einsatz einer drehstarrten Kupplung mit axialem Ausgleich realisierbar. Aufgrund des Vorhandenseins elastischer Elemente, deren Verformung sich proportional zur wirkenden Kraft verhält, dienen diese drehstarrten Kupplungen gleichzeitig mit als Kraftorgan. Bei Verwendung einer derartigen Kupplung sind vorzugsweise noch zusätzliche Elemente zur Zentrierung der Bauteile während der axialen Verschiebung vorgesehen.

Die Ausnutzung des Zusammenhanges zwischen axialer Verschiebung und Axialkraftgröße zum Auslösen eines Entlastungsmechanismus, das zu einer Entlastung des Druckmittels in der ringförmigen Kammer führt, ermöglicht eine konstruktiv einfache Ausführung einer schnell lösbaren Sicherheitskupplung. Dabei kann die Baueinheit derart konzipiert sein, daß vor dem Auslösen des Entlastungsmechanismus eine gewisse axiale Verschiebung unter dem Einfluß einer Axialkraft zulässig ist, ohne Wirksamwerden des Entlastungsmechanismus, oder, die Baueinheit ist derart ausgelegt und gestaltet, daß in jedem Fall einer axialen Verschiebung der Entlastungsmechanismus betätigt wird.

Das erfindungsgemäße Grundprinzip dieser Art einer

Axialkraftbegrenzung kann problemlos mit einer Drehmomentbegrenzungseinrichtung, wie bereits aus dem Stand der Technik bekannt, kombiniert werden. Das Auslegungskriterium der Kupplung und des dazugehörigen Entlastungsmechanismus beschränkt sich in diesem Fall nur auf ein zulässig zu übertragendes Drehmoment. Zur Axialkraftbegrenzung, d. h. zum Auslösen eines Entlastungsmechanismus ist nur ein geringfügig in einem Kraftorgan gespeicherter Weg notwendig.

Als Kraftorgan sind beispielsweise Federpakete oder elastische Elemente denkbar, die derart ausgelegt sind, daß eine elastische Verformung erst bei Auftreten einer Axialkraft eintritt, die die zulässige Axialkraft im Wert übersteigt. Weitere Möglichkeiten bestehen im Einsatz von drehstarrten Kupplungen mit Axialausgleich, beispielsweise von Membrankupplungen, bei denen die auftretende elastische Verformung sich proportional zur Größe der wirkenden Axialkräfte verhält.

Vorzugsweise wird eine Axialkraftbegrenzung mit den Möglichkeiten einer Drehmomentbegrenzung in Kombination angewandt, denn dies erfordert keinen wesentlich größeren Fertigungs- und Montageaufwand. Zur Verringerung der Anzahl der Dichtstellen ist es vorteilhaft, die Entlastungsmechanismen zur Entlastung bei Drehmoment- und Axialkraftüberlastung, der gleichen Kanalanordnung, die als Verbindungsglied zwischen ringförmiger Kammer und Entlastungsmechanismus fungiert, zuzuordnen.

Der Aufbau des Antriebsstranges, die Anordnung der Kupplung und der Entlastungsmechanismen können für einen konkreten Einsatzfall und entsprechend den gegebenen baulichen Voraussetzungen voneinander abweichen. Konstruktive Abänderungen, die jedoch am Grundprinzip der Wirkungsweise dieser Sicherheitskupplung nichts ändern, sind möglich und auf den jeweiligen Einsatzfall abzustimmen.

Die erfindungsgemäße Lösung der Aufgabe soll nachfolgend anhand der Figuren erläutert werden. Es zeigen:

Fig. 1 eine Kupplung mit Entlastungsmechanismen zur Absicherung gegen Axialkraft- und Drehmomentüberlastung und axialem Längenausgleich mittels einer Tripodeverbindung anhand eines Ausschnittes aus einem Antriebsstrang;

Fig. 2.1 bis 2.3 Möglichkeiten zur Realisierung eines axialen Längenausgleiches im Schnitt A-A gemäß Fig. 1 dargestellt;

Fig. 3 ein Ausführungsbeispiel mit drehstarrer Kupplung und Linearführung.

Die Fig. 1 zeigt eine schnell lösbare Kupplung 1 zur Übertragung von Drehmomenten zwischen zwei gleichachsigen Maschinenteilen — einem ersten Maschinenteil 2 und einem zweiten Maschinenteil 3 mit Sicherheitseinrichtungen gegen Drehmomentüberlastung und Axialkraftüberlastung. Die Kupplung 1 umfaßt einen inneren Teil 4 in Form einer Hülse und einen äußeren Teil 5, der den inneren Teil umgibt. Die Teile 4 und 5 sind an ihren Enden druckdicht miteinander verbunden, beispielsweise durch Verschweißen. Der Raum zwischen den Verbindungsstellen zwischen den beiden Teilen 4 und 5 hat im wesentlichen die Form einer Ringkammer 6, die über einen hier nicht dargestellten Einlaß an eine hier nicht dargestellte Druckmittelquelle angeschlossen werden kann.

Das erste Maschinenteil 2 ist hier eine Welle 8, die sich auf einer Achse 9 über Lager, hier als Wälzlager 10 dargestellt, abstützt. Denkbar ist auch der Einsatz eines oder mehrerer Gleitlager. Die Welle 8 ist mit einem Anschlußteil 11 verbunden, das beispielsweise, hier je-

doch nicht dargestellt, als Gelenkwelle ausgebildet ist, und mit der Antriebsquelle wenigstens mittelbar verbunden ist.

Das zweite Maschinenteil 3 umfaßt eine Nabe 7, einen axialen Längenausgleich, ein Kraftorgan 13 und ein Anschlußelement 14, das mit weiteren, hier nicht dargestellten Teilen verbunden ist. Der axiale Längenausgleich erfolgt vorzugsweise über wälzgelagerte Kurvenrollen, hier eine Tripodeverbindung 12.1. Die Nabe 7 bildet dabei den inneren Schiebeteil der Tripodeverbindung 12.1 und das Anschlußelement 14 den äußeren Schiebeteil. In den inneren Schiebeteil der Tripodeverbindung sind drei Bolzen 15 eingeschrumpft, wobei deren freie Enden die Laufbahnen für vollrollige Wälzlager der Mitnehmerrollen 16 bilden. Im äußeren Schiebeteil der Tripodeverbindung sind für die Führung der Mitnehmerrollen 16 drei Nuten 17 mit gehärteten Flanken eingearbeitet.

Die Drehmomentübertragung erfolgt hier vom ersten Maschinenteil 2 zum zweiten Maschinenteil 3. Mittels der Kupplung 1 wird im eingerückten Zustand eine reibschlüssige Verbindung zwischen der, der Achse 9 zugewandten Fläche 18 der Hülse 4 und der, der Achse 9 abgewandten ringförmigen Fläche 19 der Nabe 7 des zweiten Maschinenteils 3, sowie zwischen der, der Achse 9 zugewandten Fläche 20 und der Außenfläche 21 des ersten Maschinenteiles 2 gebildet. Dazu wird in die Ringkammer 6 Druckmittel gepumpt, bis der zur zum Aufbau einer bestimmten Flächenpressung zur Übertragung eines bestimmten Drehmomentes erforderliche Druck erreicht ist. Durch Ausdehnung der Hülse 4 werden das erste Maschinenteil 2 und hier eine Nabe 7 reibschlüssig gespannt. Über die Tripodeverbindung erfolgt eine Weiterleitung des Drehmomentes auf weitere Abtriebssteile. Die Drehmomentübertragung erfolgt dabei vom inneren Schiebeteil über die Bolzen 15 und Mitnehmerrollen 16 auf den äußeren Schiebeteil.

Die Kupplung 1 wird auf das gewünschte Auslösedrehmoment eingestellt. Bei Überschreiten dieses Drehmomentes im Falle einer Überlastung rutscht die Kupplung durch. Das übertragbare Drehmoment fällt ab, denn der wirksame Haftreibungskoeffizient geht in den Gleitreibungskoeffizienten über. Es findet eine Relativbewegung zwischen der Welle 8 und der Nabe 7 bzw. der Kupplung 1 statt.

An die ringförmige Kammer schließt sich eine Kanalordnung 22 an, der eine Sicherheits- bzw. Kupplungsentlastungseinrichtung 23 zugeordnet ist, die durch Relativbewegung zwischen der Fläche 20 und der Fläche 21 in einen Zustand gebracht werden kann, bei dem das in der ringförmigen Kammer 6 befindliche Druckmittel zur Entlastung der ringförmigen Kammer 6 aus dieser durch die Kanalordnung 22 ausströmt. Die Kanalordnung 22 ist in der Regel derart aufgebaut, daß sich von der ringförmigen Kammer 6 in radialer Richtung eine Reihe von einzelnen Kanälen in bestimmten Abständen zueinander bis zum Außendurchmesser der Kupplung 1 erstrecken. Beispielsweise kann die Kupplungsentlastungseinrichtung 23 einen Abscherring umfassen. Dieser ist hier auf die Welle 8 des ersten Maschinenteils aufgesetzt und auf der, der Kupplung 1 abgewandten Seite geschlossen. Am Außendurchmesser 24 weist der Abscherring, hier im einzelnen nicht dargestellt, beispielsweise randoffene Schlitze auf, die in die, hier im einzelnen nicht dargestellten Verschußeinrichtungen der Kanalordnungen 22 eingreifen. Bei einer auftretenden Relativbewegung zwischen Welle 8 und Nabe 7 bzw. Kupplung 1 werden diese abgeschert und

das Druckmittel kann über die Kanalordnungen entlastet werden. Wird die Antriebsdrehzahl der Welle 8 nicht sofort auf Null herabgesetzt, dreht sich die Welle 8 weiter. Ihre Mantelfläche 21 bildet mit der Fläche 20 einen Gleitsitz. Die Beanspruchungen des Bereiches der Mantelfläche 21 der Welle 8, der relativ zur Fläche 20 der Nabe 7 bewegt wird, die aufgrund der Trägheit der mit ihr in Verbindung stehenden Teile des Abtriebes in ihrer Lage nahezu unveränderlich bleibt, sind sehr hoch, aufgrund der auftretenden Gleitreibung. Deshalb ist diese Mantelfläche 21 vorzugsweise gehärtet ausgeführt.

Weitere Ausführungsmöglichkeiten einer derartigen Kupplungsentlastungseinrichtung, die bei Drehmomentüberlastung wirksam wird, sind bereits aus der DE-OS 29 23 902 bekannt.

Aus Gründen der Übersichtlichkeit sind in der Ausführung die Einrichtung zur Absicherung gegen Drehmomentüberlastung als Kupplungsentlastungseinrichtung und die Einrichtung zur Absicherung gegen Axialkraftüberlastung als Entlastungsmechanismus bezeichnet.

Die zulässige Axialkraft wird mittels eines Entlastungsmechanismus begrenzt. Dazu ist der Antriebsstrang, vorzugsweise in der Nähe der Kupplung 1, in wenigstens zwei axiale Abschnitte I und II unterteilt. Wobei der erste Abschnitt I hier von der Welle 8 des ersten Maschinenteils 2, das mit einer hier nicht dargestellten Antriebsquelle in Verbindung steht, und der Nabe 7, die zum zweiten Maschinenteil 3 gehört, und die sich beide auf der Achse 9 abstützen, gebildet wird. Ein zweiter Abschnitt II wird vom Anschlußelement 14 des zweiten Maschinenteils 3 gebildet. In der dargestellten Ausführung ist im Fall eines Torsionsbruches mit zur Torsionsachse geneigter Bruchfläche das zweite Maschinenteil 3 von der axialen Verschiebung betroffen. Der Antrieb, also auch das erste Maschinenteil 2 bleiben davon unberührt. Der erste Abschnitt I, umfassend die Welle 8 und die Nabe 7, ist in axialer Richtung nicht verschiebbar. Der zweite Abschnitt II, umfassend das Anschlußelement 14, ist relativ gegen den ersten Abschnitt I verschiebbar.

Die Verschiebung des zweiten Abschnittes II gegen den ersten Abschnitt I wird zum Auslösen eines Entlastungsmechanismus 25, der eine Entlastung des ringförmigen Innenraumes 6 zuläßt, ausgenutzt. Dieser Entlastungsmechanismus 25 ist im dargestellten Fall ein Abscherring. Aufgrund der Bewegung des zweiten Abschnittes II gegen den ersten Abschnitt I, wird der Abscherring in axialer Richtung gegenüber der Kupplung 1 wirksam. Er greift an einer Einrichtung an, beispielsweise einem Ventil, das eine weitere Kanalordnung 26 verschließt, die mit der ringförmigen Kammer 6 in direkter Verbindung steht. Der Abscherring 25 ist im Randbereich an seinem Außenumfang 27 derart gestaltet, daß ein Abscheren, beispielsweise der Ventile der Kanalordnung 26, in axialer Richtung erfolgen kann.

Weiterhin ist ein Kraftorgan 13 vorgesehen, mit der die Größe der Axialkraft, die eine Kupplungsentlastung erfordert, einstellbar ist. Dazu können, wie in der Ausführung dargestellt, **Federpakete verwendet werden**. Über die Vorspannung der Federn sind die zur Auslösung erforderliche Kraft und die mögliche Verzögerung zwischen Auftreten der Axialkraft und Auslösen des Kupplungsentlastungsmechanismus einstellbar. Vorzugsweise werden die Federpakete über einen bestimmten Durchmesser des Anschlußteils 14 angeordnet. Die Anzahl wird entsprechend den Erfordernissen festge-

legt. In dieser Figur sind die Federn als Druckfedern ausgebildet, da die auftretende Belastung eine Druckbelastung ist. Für den Fall einer möglichen Zugbelastung werden weitere, hier nicht dargestellte Federpakete, in entsprechender Art und Weise zwischen dem ersten und dem zweiten Abschnitt angeordnet, wobei die Federn als Zugfedern ausgebildet sind. Der Abscherring ist dann im Bereich seines Außenumfanges derart gestaltet, daß er beispielsweise das bzw. die Abscherventile ösenartig umschlingt.

Nimmt in Fig. 1 die auftretende Axialkraft eine Größe an, die die Vorspannkraft der Feder übersteigt, wird die Feder weiter auf Druck beansprucht, der zweite Abschnitt II verschiebt sich in axialer Richtung in Richtung des Antriebes. Über die Tripodeverbindung 12.1 kann der axiale Längenunterschied ausgeglichen werden. Entsprechend der auftretenden Kraft verschieben sich die Führungsnuten 17 bzw. Bahnen für die Mitnehmerrollen 16 relativ zu diesen. Da die Mitnehmerrollen 16 wälzgelagert sind, sind die Reibungsverluste aufgrund der Rollreibung geringer, als bei einer möglichen Verbindung mit Gleitreibung.

Das Teil 14 umfaßt im dargestellten Beispiel den Abscherring. Das Abscheren erfolgt hier aufgrund der axialen Verschiebung des Teils 14 des zweiten Abschnittes II gegenüber der Anordnung der Kupplung 1.

Diese Ausführung ist so gestaltet, daß die Richtung der Drehmomentübertragung freigestellt werden kann, was sich als sehr vorteilhaft für eine standardisierte Ausführung erweist. Deshalb ist auch der andere, hier jedoch nicht dargestellte Fall denkbar. An- und Abtriebsseite werden vertauscht. Das erste Maschinenteil liegt nun auf der Abtriebsseite und das zweite Maschinenteil 3 auf der Antriebsseite. Der erste Abschnitt I wird dann vom Teil 14 gebildet, während der zweite Abschnitt II die Nabe 7 und die Welle 8 mit Kupplung 1 im eingelegten Zustand umfaßt. Die Kupplungsentlastungseinrichtung 23 wird weiterhin bei Relativbewegungen zwischen der Mantelfläche 21 und der Fläche 20 wirksam.

Bei einer auftretenden Axialkraft wird hier der zweite Abschnitt II gegen den ersten I verschoben. Der erste Abschnitt I, der derart gestaltet ist, daß er einen Entlastungsmechanismus 25 in Form einer Abschereinrichtung aufweist, bleibt in seiner axialen Lage unverändert. Die Abscherung erfolgt hier durch die Bewegung der Kupplung 1 in Gesamtheit mit dem zweiten Abschnitt II in axialer Richtung entgegen der Abschereinrichtung 25.

In den Fig. 2 sind Möglichkeiten zur Realisierung einer drehstarrten Verbindung mit axialer Ausgleichsmöglichkeit im Schnitt A-A aus der Ausführung gemäß Fig. 1 gesehen dargestellt. Die Fig. 2.1 entspricht dabei dem Schnitt A-A aus Fig. 1.

Die Fig. 2.2 zeigt eine weitere Ausführungsmöglichkeit zur Realisierung des axialen Längenausgleichs in der gleichen Ansicht wie Fig. 2.1. Hier dienen Stahlkugeln 28, die in axialer Richtung durch hier nicht dargestellte Federn positioniert sind, zur Realisierung einer drehstarrten Verbindung mit axialem Ausgleich 12.2. Die Stahlkugeln 28 sind in der Fig. 2.2a in den Nuten 29, die in die Bolzen 15 eingearbeitet sind, und in den Nuten 31 in den Mitnehmerbolzen 30, die mit dem Anschlußteil 14 eine Einheit bilden, geführt.

In der Fig. 2.2b sind die Stahlkugeln 28 in Nuten 29, die in die Nabe 7 eingearbeitet sind, und in den Nuten 31 der Mitnehmerbolzen 30, die mit dem Anschlußteil 14 eine bauliche Einheit bilden, geführt.

Analog zu den Fig. 2.1 und 2.2 verdeutlicht die Fig. 2.3

schematisch eine weitere Möglichkeit zur Realisierung einer drehfesten, jedoch eine axiale Verschiebung ermöglichende Verbindung 12.3. Dazu kann zur Verbindung zwischen erstem und zweiten Abschnitt I und II eine Gleitfeder oder eine Profilverbindung mit einem Sitz, der einen Axialausgleich ermöglicht, vorgesehen werden, beispielsweise in Form einer Keilwellenausführung.

Die Gestaltung der Profilverbindung erfolgt dabei entsprechend den Erfordernissen des Einsatzfalles. Die Profilverbindung ist jedoch derart ausgeführt, daß ein bestimmtes Spiel zwischen den einander komplementären ineinandergreifenden Profilen 32 und 33 eingehalten wird, das eine Verschiebung des einen Abschnittes relativ zum anderen Abschnitt ermöglicht. Je nach Festlegung der Passung kann es sich dabei um einen Schiebeseitz oder einen Gleitsitz handeln.

Zur Verringerung des Verschleißes werden die Profile 32 bzw. 33 vorzugsweise mit einer Beschichtung versehen, die der Herabsetzung des Reibungskoeffizienten dient.

In der Fig. 3 ist ein weiteres Ausführungsbeispiel zur Realisierung einer Axialkraftbegrenzung mittels einer drehstarrten Kupplung mit axialem Ausgleich 12.4 dargestellt. Diese ist hier als Membrankupplung ausgebildet.

Die Kupplung 1 dient hier ebenfalls zur reibschlüssigen Verbindung eines ersten 2 mit einem zweiten Maschinenteil 3. Das erste Maschinenteil 2 ist mit einer hier nicht dargestellten Antriebsquelle, beispielsweise einem Elektromotor, verbunden. Es umfaßt eine Membrankupplung 12.4 und eine Nabe 7, die mittels der Kupplung 1 mit einer Hohlwelle 8 des zweiten Maschinenteiles, die sich auf einer Achse 9 abstützt und mittels einer Linearführung 34 in axialer Richtung verschiebbar ist, verbunden ist.

Drehstarre Kupplungen mit Axialausgleich wandeln ab einer bestimmten Größe der auftretenden Axialkraft und der damit verbundenen axialen Verschiebung, diese in Verformungsarbeit um, wobei zwischen beiden Größen eine bestimmte Proportionalität besteht. Die Deformation der Membran ermöglicht den axialen Ausgleich. Gleichzeitig dient hier die Membrankupplung als Kraftorgan 13, denn erst ab einer bestimmten, kupplungsspezifischen Axialkraftgröße kommt es zur Verformung, wobei für das Auslösen des Entlastungsmechanismus der Kupplung 1 im Regelfall der elastische Verformungsbereich der drehstarrten Kupplung, auch im Hinblick auf die Wiederverwendung nach dem Auslösefall, genutzt wird.

Der Antriebsstrang ist auch hier in Bezug auf die Axialkraftbegrenzung in zwei Abschnitte unterteilt. Der erste Abschnitt I umfaßt dabei den Antrieb, der hier im einzelnen nicht dargestellt ist. Der zweite Abschnitt II umfaßt die Hohlwelle 8 und die mittels der Kupplung 1 mit ihr verbundene Nabe 7. Zwischen beiden Abschnitten ist die Membrankupplung 12.4 angeordnet. Diese dient der Drehmomentübertragung, zum axialen Ausgleich und als Kraftorgan.

Die Drehmomentübertragung erfolgt vom ersten Maschinenteil 2 zum zweiten Maschinenteil 3. Die Membrankupplung überträgt dabei vom ersten Maschinenteil 2 das Drehmoment auf die Nabe 7. Bei einer auftretenden Axialkraft, wird hier der zweite Abschnitt II gegen den ersten I verschoben. Der erste Abschnitt I, der derart gestaltet ist, daß er einen Entlastungsmechanismus 25 in Form einer Abschereinrichtung aufweist, hier in Form eines Abscherringes, bleibt in seiner

axialen Lage unveränderlich. Die Abscherung erfolgt hier durch die Bewegung der Kupplung 1 in Gesamtheit mit dem zweiten Abschnitt II in axialer Richtung entgegen der Abschereinrichtung 25, wenn die auftretende Axialkraft eine Größe aufweist, die zu einer Deformation der Membran der Kupplung 12.4 führt und demzufolge eine axiale Verschiebung ermöglicht. Zur Zentrierung der Hohlwelle 8 auf der Achse 9 während des Auslösens ist eine Linearführung 34 vorgesehen.

Die Auswahl der Möglichkeiten zum Auslösen des Entlastungsmechanismus erfolgt entsprechend den Erfordernissen für den Einsatzfall. Die hier aufgezeigten Möglichkeiten können auch in verschiedener Weise miteinander kombiniert werden.

Der Einsatz der erfindungsgemäßen schnell lösbaren Kupplung kann vorzugsweise unmittelbar hinter einer Antriebsquelle erfolgen oder im Mittelteil eines Wellenstranges, der zur Drehmomentübertragung zwischen den einzelnen Elementen eines Antriebsstranges vorgesehen ist. Dabei kann die Kupplung allein als Kupplung mit Absicherung gegenüber Axialkraftüberlastung fungieren, oder in Kombination mit einer Einrichtung zur Absicherung gegenüber Drehmomentüberlastung als Sicherheitskupplung gegen Drehmoment- und Axialkraftüberlastung eingesetzt werden.

Patentansprüche

1. Schnell lösbare Sicherheitskupplung zum Einsatz in einem Antriebsstrang zur Übertragung von Drehmomenten zwischen zwei gleichachsigen Maschinenteilen — einem ersten Maschinenteil (2) und einem zweiten Maschinenteil (3) — mit folgenden Merkmalen:

- 1.1 mit mindestens einer dünnwandigen Hülse (4), die eine sich axial erstreckende Wand einer im wesentlichen ringförmigen Kammer (6) bildet;
- 1.2 die ringförmige Kammer ist mit einem Druckmittel beaufschlagbar, um die Hülse (4) in radialer Richtung zu deformieren und mit einer Fläche eines Elementes des ersten oder zweiten Maschinenteiles zu verkleben;
- 1.3 mit einem Entlastungsmechanismus der der ringförmigen Kammer (6) zugeordnet ist; gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:
- 1.4 der Antriebsstrang ist in wenigstens zwei axiale Abschnitte (I, II) unterteilt;
- 1.5 die beiden Abschnitte (I, II) sind relativ zueinander axial verschiebbar, aber drehfest miteinander verbunden;
- 1.6 zwischen den beiden Abschnitten (I, II) ist ein Kraftorgan (13, 12.4) vorgesehen, das eine Verschiebung erst bei Überschreiten eines bestimmten Wertes einer auftretenden Axialkraft zuläßt;
- 1.7 einer der beiden Abschnitte ist derart gestaltet und angeordnet, daß dieser bei Axialverschiebung den Entlastungsmechanismus (25) zur Entlastung der ringförmigen Kammer (6) betätigt.

2. Schnell lösbare Sicherheitskupplung nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch das folgende Merkmal:

- mit einem zweiten Entlastungsmechanismus (23), der ebenfalls der ringförmigen Kammer (6) zugeordnet ist und der durch eine Relativbewegung zwischen der Hülse (4) und der

Fläche eines Elementes des ersten und/oder zweiten Maschinenteiles in Umfangsrichtung in einen Zustand gebracht werden kann, bei dem die ringförmige Kammer (6) entlastet wird.

3. Schnell lösbare Sicherheitskupplung nach Anspruch 2, gekennzeichnet durch das folgende Merkmal:

- der ringförmigen Kammer (6) schließt sich jeweils eine Kanalanordnung (22, 26) an, die dem jeweiligen Entlastungsmechanismus (23, 25) zugeordnet ist.

4. Schnell lösbare Sicherheitskupplung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der ringförmigen Kammer (6) nur eine Kanalanordnung zugeordnet ist, der die beiden Entlastungsmechanismen (23, 25) derart zugeordnet sind, daß diese unabhängig voneinander wirksam werden können.

5. Schnell lösbare Sicherheitskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:

- 5.1 der erste Abschnitt (I) ist in axialer Richtung ortsfest;
- 5.2 der zweite Abschnitt (II) ist gegenüber dem ersten Abschnitt (I) axial verschiebbar.

6. Schnell lösbare Sicherheitskupplung nach Anspruch 5, gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:

- 6.1 der erste Abschnitt (I) wird von einem ersten Maschinenteil (2) und einem Element des zweiten Maschinenteils (7) gebildet;
- 6.2 der zweite Abschnitt (II) wird von einem anderen Element (14) des zweiten Maschinenteiles (3) gebildet;
- 6.3 der zweite Abschnitt (II) ist derart gestaltet, daß er bei Axialverschiebung den Entlastungsmechanismus (25) der ringförmigen Kammer (6) betätigt.

7. Schnell lösbare Sicherheitskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Abschnitte (I, II) mittels wälzgelagerter Kurvenrollen (12.1) drehfest miteinander verbunden, jedoch axial relativ zueinander verschiebbar sind.

8. Schnell lösbare Sicherheitskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Abschnitte (I, II) mittels wenigstens einer axial positionierten Stahlkugel (12.2) drehfest miteinander verbunden, jedoch axial relativ zueinander verschiebbar sind.

9. Schnell lösbare Sicherheitskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Abschnitte (I, II) mittels einer Profilverbindung (12.3) mit Schiebe- oder Gleitsitz drehfest miteinander verbunden, jedoch axial relativ zueinander verschiebbar sind.

10. Schnell lösbare Sicherheitskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Abschnitte (I, II) mittels einer drehstarken Kupplung mit axialem Ausgleich (12.4) drehfest miteinander verbunden, jedoch axial relativ zueinander verschiebbar sind.

11. Schnell lösbare Sicherheitskupplung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die drehstarke Kupplung (12.4) gleichzeitig als Kraftorgan fungiert.

12. Schnell lösbare Sicherheitskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet,

net, daß das Kraftorgan wenigstens ein Federpaket
(13) ist.

13. Schnell lösbare Sicherheitskupplung nach ei-
nem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeich-
net, daß das Kraftorgan eine elastische Membran 5
(12.4) ist.

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

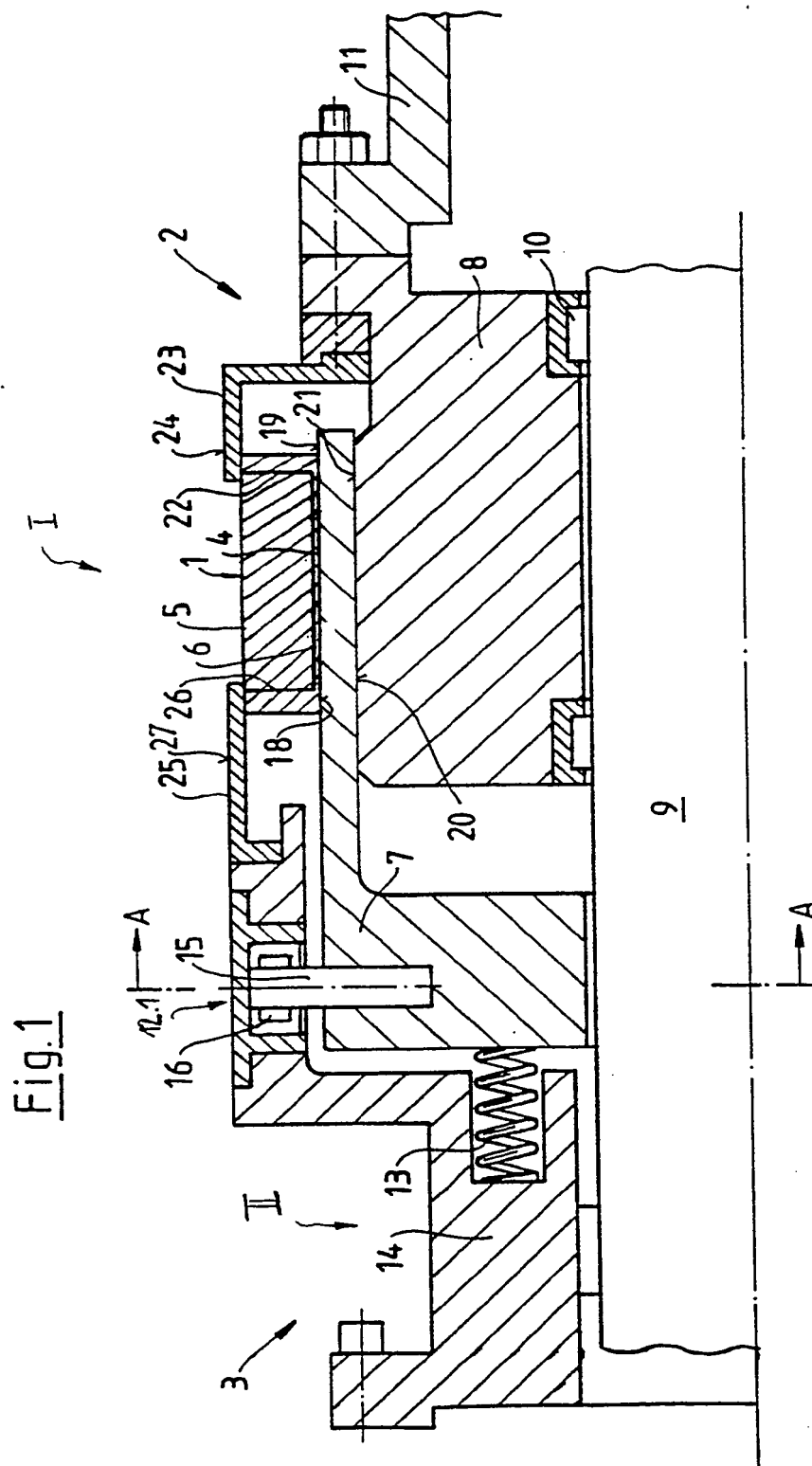


Fig.2.1

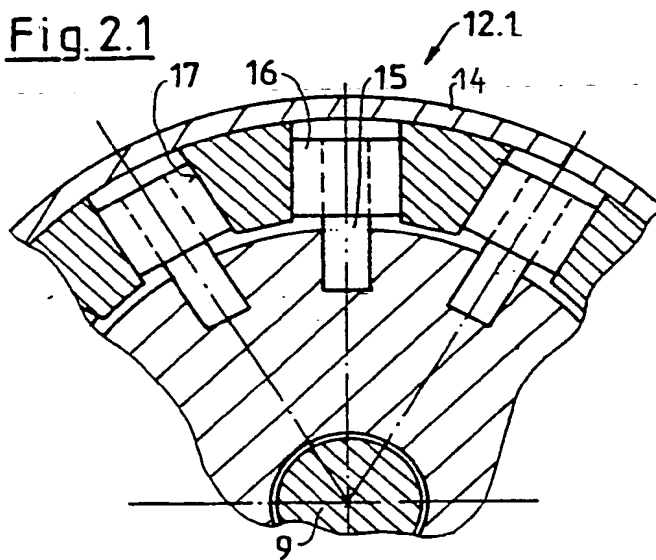


Fig.2.2a

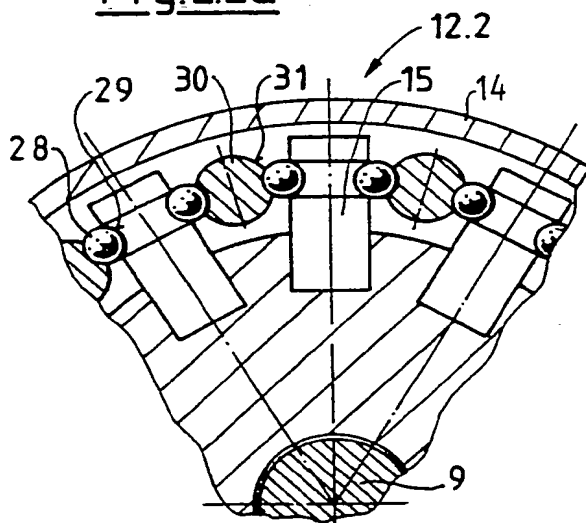


Fig.2.2b

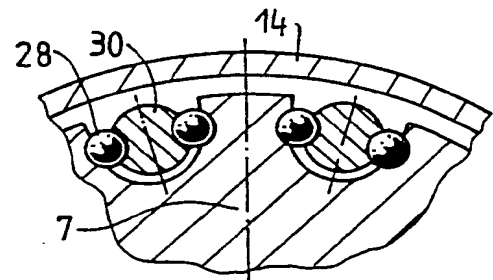
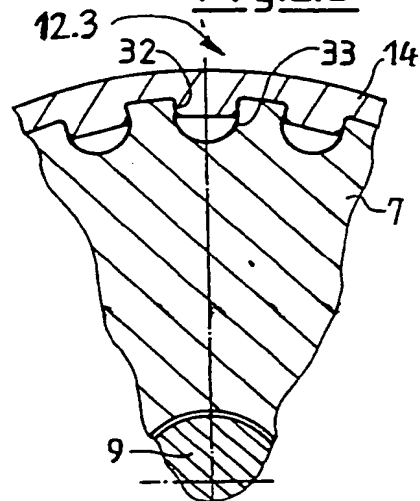
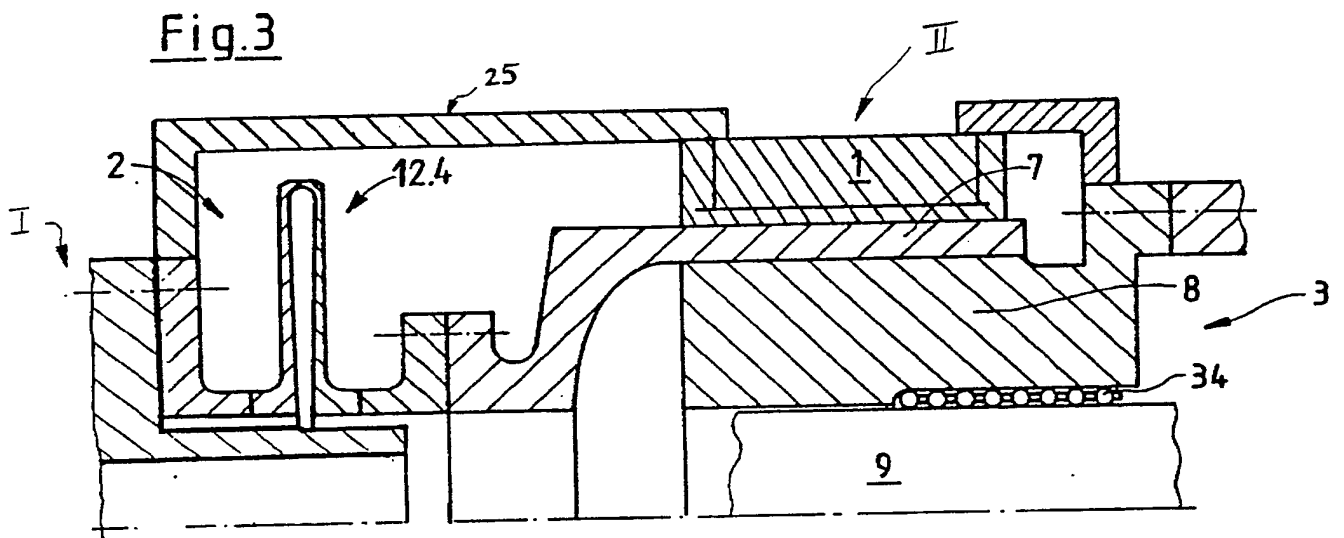


Fig.2.3





**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record.**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

THIS PAGE BLANK (USPTO